


## Toroidal continuously variable transmission

Patent Number: ☐ EP1256744  
Publication date: 2002-11-13  
Inventor(s): OSHIDARI TOSHIKAZU (JP)  
Applicant(s): NISSAN MOTOR (JP)  
Requested Patent: ☐ JP2002327836  
Application Number: EP20020009025 20020423  
Priority Number(s): JP20010136858 20010508  
IPC Classification: F16H15/38; F16H61/00  
EC Classification: F16H61/00B5, F16H61/00K  
Equivalents: ☐ US2002169051  
Cited Documents:

### Abstract

In a toroidal continuously variable transmission, a secondary oil pump (22) is provided in addition to a primary oil pump (21) driven by an engine. The secondary oil pump (22) is driven in response to rotation of a road wheel. A hydraulic servo mechanism (13) is connected to a trunnion (12) to create an offset of the power roller from a neutral position for a tilting motion of the power roller. A feedback device is provided for feeding a degree of progress for ratio changing back to the hydraulic servo mechanism so that the power roller returns to the neutral position when a desired transmission ratio has been reached. When the road wheel is rotated in a stopped state of the engine, hydraulic pressure from the secondary oil pump is supplied to the hydraulic servo mechanism so that an actual

transmission ratio is brought closer to a desired transmission ratio. 

Data supplied from the esp@cenet database - 12

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号  
特開2002-327836  
(P2002-327836A)

(43)公開日 平成14年11月15日(2002.11.15)

(51)Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テマコード(参考)
F 1 6 H 61/02		F 1 6 H 61/02	3 J 0 5 1
15/38		15/38	3 J 5 5 2
// F 1 6 H 61/16		61/16	
F 1 6 H 59:42		59:42	
59:44		59:44	

審査請求 未請求 請求項の数10 O L (全 12 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願2001-136858(P2001-136858)

(22)出願日 平成13年5月8日(2001.5.8)

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 忍足 俊一

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

(74)代理人 100072051

弁理士 杉村 興作 (外1名)

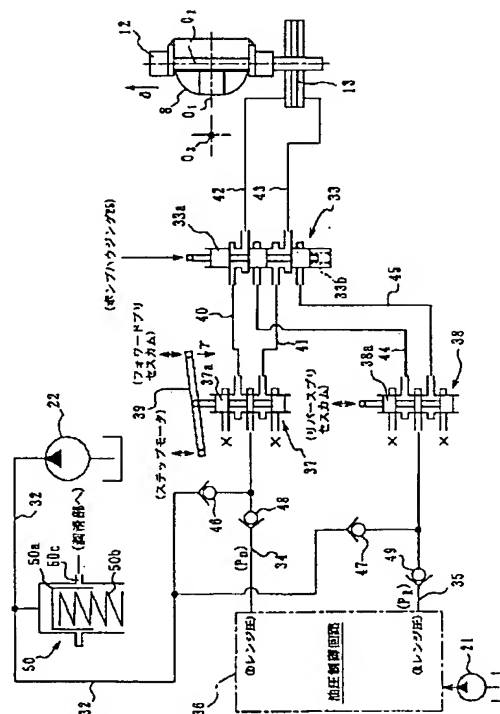
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

(57)【要約】 (修正有)

【課題】 エンジン停止中に車輪の何れ方向の回転があってもトラニオンを中立位置に保持して、高速側変速比で発進するような事態にならないようにする。

【解決手段】 エンジン停止中、車輪が惰性走行等で回転されると、車輪により出力回転駆動ポンプ22が駆動されて回路32に油圧を発生させる。この圧力は変速制御弁37、38に達し、これらによる制御下で前後進切り換え弁33を経てピストン13に向かう。車輪が惰性走行等により前進回転してトラニオン12が矢δで示すようにオフセットした場合、フォワードプリセスクムがレバー39の右端を矢γで示すように下方へ変位させ、スプール37aの同方向ストロークによ発生する差圧でピストン13を介してトラニオン12を逆方向へ戻す。レバー39の左端に指令した指令変速比に変速比が戻るとスプール37aがピストン13の両側室を共に閉じた中立位置に戻り、トラニオン12の何れ方向のストロークも生じない。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 原動機の回転を入力される入力ディスクと、該入力ディスクに同軸に対向配置されるとともに車輪に常時駆動結合された出力ディスクとの間で動力の受渡しを行うパワーローラを回転自在に支持したトラニオンを介し、原動機駆動ポンプからの油圧に応動する油圧サーボ機構により、前記パワーローラをパワーローラ回転軸線が入出力ディスクの回転軸線と交差した中立位置からトラニオン軸線方向へオフセットさせることで、パワーローラのトラニオン軸線周りにおける傾転を生起させて変速を行い、該変速の進行を前記油圧サーボ機構にフィードバックして指令変速比になったところでパワーローラを前記中立位置に戻すようにしたトロイダル型無段変速機において、

前記車輪の回転に応動して油圧を発生する出力回転駆動ポンプを設け、

前記原動機の停止中に前記車輪が回転する時は、該出力回転駆動ポンプからの油圧を前記油圧サーボ機構に供給して前記指令変速比に対応した変速比になるよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項2】 原動機の回転を可逆的に入力ディスクに伝達する前後進切り換え機構と、

前記フィードバックを受けて実変速比が前記指令変速比になるよう前記原動機駆動ポンプからの油圧を前記油圧サーボ機構に向かわせる前進変速制御弁および後進変速制御弁と、

前後進切り換え機構による前進回転伝動中は前進変速制御弁からの油圧を前記油圧サーボ機構に供給し、前後進切り換え機構による後進回転伝動中は後進変速制御弁からの油圧を前記油圧サーボ機構に供給する前後進切り換え弁とを具えた請求項1記載のトロイダル型無段変速機において、

前記原動機の停止中は前記出力回転駆動ポンプからの油圧を前記前進変速制御弁および後進変速制御弁に供給するよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項3】 請求項2記載のトロイダル型無段変速機において、

前記原動機駆動ポンプからの油圧を前記前進変速制御弁および後進変速制御弁へ向かわせる回路中にそれぞれ逆流防止弁を挿置し、これら逆流防止弁と前進変速制御弁および後進変速制御弁との間の回路箇所前記出力回転駆動ポンプからの油圧を供給するよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項4】 請求項2または3記載のトロイダル型無段変速機において、

前記原動機駆動ポンプからの油圧を前記前進変速制御弁および後進変速制御弁へ向かわせる回路にそれぞれ前記出力回転駆動ポンプの油圧吐出回路を接続し、該出力回転駆動ポンプの油圧吐出回路中に逆流防止弁を挿置した

ことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項5】 請求項4記載のトロイダル型無段変速機において、

前記出力回転駆動ポンプの油圧吐出回路に、該油圧吐出回路中の逆流防止弁よりも出力回転駆動ポンプ寄りの箇所に接続してリリーフ弁を設けたことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項6】 請求項5記載のトロイダル型無段変速機において、

前記リリーフ弁を、出力回転駆動ポンプのアクümüレータとしても機能するよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項7】 請求項4または5記載のトロイダル型無段変速機において、

前記リリーフ弁からのリリーフ油を変速機の潤滑要求箇所に導くよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項8】 請求項2乃至7のいずれか1項に記載のトロイダル型無段変速機において、

前記出力回転駆動ポンプの駆動引きずり力で該出力回転駆動ポンプのハウジングを介し前記前後進切り換え弁の切り換えを行うよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項9】 前記トラニオンをトラニオン軸線方向の一方に弾支して、原動機停止時に車輪が一方へ回転されても、高速側変速比への変速を生起させるパワーローラの前記オフセットが生ずることのないようにした請求項2乃至8のいずれか1項に記載のトロイダル型無段変速機において、

前記原動機の停止中は、前記車輪を他方向へ回転駆動させる時に変速制御を司る前進変速制御弁または後進変速制御弁に前記出力回転駆動ポンプからの油圧を供給するよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項10】 請求項1乃至8のいずれか1項に記載のトロイダル型無段変速機において、

前記出力回転駆動ポンプとして、回転方向に関係なく吸入ポートおよび吐出ポートの位置関係が不変であるようなポンプを用いることを特徴とするトロイダル型無段変速機。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、トロイダル型無段変速機、特に車両用として好適なトロイダル型無段変速機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】車両用のトロイダル型無段変速機は通常、例えば特開2000-9197号公報に記載のごとく、エンジン等の原動機からの回転を入力される入力ディスクと、これに同軸に対向配置されるとともに車輪に

常時駆動結合された出力ディスクと、これら入出力ディスク間に介在されて動力の受け渡しを行うパワーローラと、該パワーローラを回転自在に支持したトラニオンとを具える。

【0003】トロイダル型無段変速機の変速に際しては、原動機によりその運転中は常時駆動される原動機駆動ポンプからの油圧に応動する油圧サーボ機構によってトラニオンを介しパワーローラを、パワーローラ回転軸線が入出力ディスク回転軸線と交差した中立位置からトラニオン軸線方向へオフセットさせることで、パワーローラのトラニオン軸線周りにおける自己傾転を生起させ、これにより入出力ディスクに対するパワーローラの接触軌跡円弧径を連続的に変化させて無段変速を行わせる。一方で上記変速の進行を油圧サーボ機構にフィードバックし、変速の進行につれてトラニオンを元のトラニオン軸線方向位置に向けて戻し、実変速比が指令変速比になったところでパワーローラを上記の中立位置に復帰させるようにして当該指令変速比を維持し得るようになる。

【0004】ところで、原動機が運転されている間は原動機駆動ポンプから油圧が吐出されているため、上記サーボ機構が当該油圧により制御可能であるものの、この変速制御油圧が発生していない原動機の停止状態で車両の牽引や惰性走行などにより出力ディスクに車輪側から回転力が逆入力されると、サーボ機構が無制御状態であるため、トロイダル型無段変速機が以下に説明する理由によって勝手に高速側変速比にされる傾向にある。つまり、出力ディスクが上記の通り車輪により逆駆動される時、入力ディスク側のフリクションを反力受けとしてパワーローラが入力ディスクとの接触部からトラニオン軸線方向の分力を受け、パワーローラが高速側変速比へのアップシフトを生起させるトラニオン軸線方向へオフセットされ、前記の自己傾転によりトロイダル型無段変速機を高速側変速比にしてしまう。

【0005】しかし、かようにトロイダル型無段変速機が高速側変速比にされた状態から原動機の始動により発進が行われると、以下の問題を生ずる。つまり、この時トロイダル型無段変速機は発進故に指令変速比を当然最低速変速比にしているが、上記発進前の高速側変速比から当該最低速変速比への変速は車両の発進により回転が発生しないといわれ得ないため、上記高速側変速比が選択された状態での発進（所謂ハイ発進）となる。

【0006】このハイ発進時は高速側変速比故のトルク不足で運転者に発進性能が悪いと感じさせるという問題を生ずる。

【0007】従来この問題解決のために上記文献において、トラニオンをバネでトラニオン軸線方向の一方向に付勢して、原動機の停止時に車輪が一方向へ回転（前進回転または後進回転）しても、高速側変速比への変速を生起させるパワーローラのオフセットが生ずるのを上記

の付勢力により防止し得るようにした対策が提案されている。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】しかし上記した従来のハイ発進対策では、原動機の停止時に車輪が逆の方向へ回転（後進回転または前進回転）した時に生ずるパワーローラの逆方向オフセットに対しこれを防止することができず、従来のハイ発進対策は、原動機の停止時に車輪がどちらの方向へ回転しても、トロイダル型無段変速機が高速側変速比になることのないようにしたものではなく、十分なハイ発進対策でなかった。

【0009】かといって、トラニオンを対向バネでトラニオン軸線方向の両方向に付勢したのでは、これら対向バネによるトラニオンの付勢力が相殺され、結果的にトラニオンに付勢力を作用させない時と同じ状態になってしまい、原動機の停止時に車輪がどちらの方向へ回転しても、トロイダル型無段変速機が高速側変速比にされてしまう。

【0010】請求項1に記載の第1発明は、バネによるトラニオンの一方向弾支によりハイ発進対策を行う代わりに、車輪の回転に応動して駆動される出力回転駆動ポンプからの油圧によりハイ発進を防止することにより、原動機の停止時に車輪がどちらの方向へ回転しても、確実にトロイダル型無段変速機が高速側変速比になることのないよう構成したトロイダル型無段変速機を提案することを目的とする。

【0011】また請求項2に記載の第2発明は、既存の前進変速制御弁および後進変速制御弁に上記出力回転駆動ポンプからの油圧を供給するだけの簡単な構成で第1発明を実現したトロイダル型無段変速機を提案することを目的とする。

【0012】更に請求項3に記載の第3発明は、上記出力回転駆動ポンプからの油圧が不要な箇所に流れないようにしてポンプの小型化を実現したトロイダル型無段変速機を提案することを目的とする。

【0013】請求項4に記載の第4発明は、前記原動機駆動ポンプからの油圧が上記出力回転駆動ポンプに向かうことのないようにして出力回転駆動ポンプの駆動負荷が大きくなるのを防止したトロイダル型無段変速機を提案することを目的とする。

【0014】請求項5に記載の第5発明は、車輪の高速回転で上記出力回転駆動ポンプが高速駆動される時にも、その吐出側が高圧になって出力回転駆動ポンプの駆動負荷が大きくなることのないようにしたトロイダル型無段変速機を提案することを目的とする。

【0015】請求項6に記載の第6発明は、車輪の低速回転で上記出力回転駆動ポンプが低速駆動される時にも、その吐出側が圧力変動を抑制されるようにしたトロイダル型無段変速機を提案することを目的とする。

【0016】請求項7に記載の第7発明は、車両を牽引

する時のように高速回転部の軸受などで潤滑不良を生ずることのないようにしたトロイダル型無段変速機を提案することを目的とする。

【0017】請求項8に記載の第8発明は、前進変速制御弁および後進変速制御弁の何れを変速制御に用いるかを決定するための前後進切り換え弁を作動させるリバーセンサとして上記出力回転駆動ポンプ自身を流用することにより、出力回転駆動ポンプに新設にもかかわらず、これをリバーセンサ設置箇所に取り付け得るようにしてその設置スペースを新規に用意する必要がないようにすると共に、コスト高になったりすることのないようにしたトロイダル型無段変速機を提案することを目的とする。

【0018】請求項9に記載の第9発明は、前記文献に記載のハイ進進対策との併用により出力回転駆動ポンプを一方方向の駆動に対してのみポンプ作用を行う簡単、且つ安価なポンプにすると共に、駆動負荷が小さくて小型のポンプで足りるようにしたトロイダル型無段変速機を提案することを目的とする。

【0019】請求項10に記載の第10発明は、第1発明乃至第8発明において用いる出力回転駆動ポンプを、吸入ポート・吐出ポート切り換え機構が不要なポンプとして、その小型、低廉化を実現したトロイダル型無段変速機を提案することを目的とする。

【0020】

【課題を解決するための手段】これらの目的のため、先ず第1発明によるトロイダル型無段変速機は、原動機の回転を入力される入力ディスクと、該入力ディスクに同軸に対向配置されるとともに車輪に常時駆動結合された出力ディスクとの間で動力の受渡しを行うパワーローラを回転自在に支持したトラニオンを介し、原動機駆動ポンプからの油圧に応動する油圧サーボ機構により、前記パワーローラをパワーローラ回転軸線が入出力ディスクの回転軸線と交差した中立位置からトラニオン軸線方向へオフセットさせることで、パワーローラのトラニオン軸線周りにおける傾転を生起させて変速を行い、該変速の進行を前記油圧サーボ機構にフィードバックして指令変速比になったところでパワーローラを前記中立位置に戻すようにしたトロイダル型無段変速機において、前記車輪の回転に応動して油圧を発生する出力回転駆動ポンプを設け、前記原動機の停止中に前記車輪が回転する時は、該出力回転駆動ポンプからの油圧を前記油圧サーボ機構に供給して前記指令変速比に対応した変速比になるよう構成したことを特徴とするものである。

【0021】第2発明によるトロイダル型無段変速機は、原動機の回転を可逆的に入力ディスクに伝達する前後進切り換え機構と、前記フィードバックを受けて実変速比が前記指令変速比になるよう前記原動機駆動ポンプからの油圧を前記油圧サーボ機構に向かわせる前進変速制御弁および後進変速制御弁と、前後進切り換え機構による前進回転伝動中は前進変速制御弁からの油圧を前記

油圧サーボ機構に供給し、前後進切り換え機構による後進回転伝動中は後進変速制御弁からの油圧を前記油圧サーボ機構に供給する前後進切り換え弁とを具えた第1発明のトロイダル型無段変速機において、前記原動機の停止中は前記出力回転駆動ポンプからの油圧を、前記前進変速制御弁および後進変速制御弁に供給するよう構成したことを特徴とするものである。

【0022】第3発明によるトロイダル型無段変速機は、第2発明において、前記原動機駆動ポンプからの油圧を前記前進変速制御弁および後進変速制御弁へ向かわせる回路中にそれぞれ逆流防止弁を挿置し、これら逆流防止弁と前進変速制御弁および後進変速制御弁との間の回路箇所に前記出力回転駆動ポンプからの油圧を供給するよう構成したことを特徴とするものである。

【0023】第4発明によるトロイダル型無段変速機は、第2発明または第3発明において、前記原動機駆動ポンプからの油圧を前記前進変速制御弁および後進変速制御弁へ向かわせる回路にそれぞれ前記出力回転駆動ポンプの油圧吐出回路を接続し、該出力回転駆動ポンプの油圧吐出回路中に逆流防止弁を挿置したことを特徴とするものである。

【0024】第5発明によるトロイダル型無段変速機は、第4発明において、前記出力回転駆動ポンプの油圧吐出回路に、該油圧吐出回路中の逆流防止弁よりも出力回転駆動ポンプ寄りの箇所に接続してリリーフ弁を設けたことを特徴とするものである。

【0025】第6発明によるトロイダル型無段変速機は、第5発明において、前記リリーフ弁を、出力回転駆動ポンプのアキュムレータとしても機能するよう構成したことを特徴とするものである。

【0026】第7発明によるトロイダル型無段変速機は、第4発明または第5発明において、前記リリーフ弁からのリリーフ油を変速機の潤滑要求箇所に導くよう構成したことを特徴とするものである。

【0027】第8発明によるトロイダル型無段変速機は、第2発明乃至第7発明のいずれか段変速機において、前記出力回転駆動ポンプの駆動引きずり力で該出力回転駆動ポンプのハウジングを介し前記前後進切り換え弁の切り換えを行うよう構成したことを特徴とするものである。

【0028】第9発明によるトロイダル型無段変速機は、前記トラニオンをトラニオン軸線方向の一方向に弾支して、原動機停止時に車輪が一方方向へ回転されても、高速側変速比への変速を生起させるパワーローラの前記オフセットが生ずることのないようにした請求項2乃至8のいずれか1項に記載のトロイダル型無段変速機において、前記原動機の停止中は、前記車輪を他方向へ回転駆動させる時に変速制御を司る前進変速制御弁または後進変速制御弁に前記出力回転駆動ポンプからの油圧を供給するよう構成したことを特徴とするものである。

【0029】第10発明によるトロイダル型無段変速機は、第1発明乃至第8発明のいずれかにおいて、前記出力回転駆動ポンプとして、回転方向に関係なく吸入ポートおよび吐出ポートの位置関係が不変であるようなポンプを用いることを特徴とするものである。

【0030】

【発明の効果】パワーローラは、原動機の回転を入力される入力ディスクと、これに同軸対向配置されるとともに車輪に常時駆動結合された出力ディスクとの間で動力の受渡しを行う。この間、パワーローラを回転自在に支持したトラニオンを介し、原動機駆動ポンプからの油圧に応動する油圧サーボ機構により、パワーローラをパワーローラ回転軸線が出力ディスクの回転軸線と交差した中立位置からトラニオン軸線方向へオフセットさせると、パワーローラはトラニオン軸線周りに自己傾転して変速を行う。そして、上記変速の進行を上記油圧サーボ機構にフィードバックして指令変速比になったところでパワーローラを中立位置に戻して指令変速比を維持する。

【0031】ところで第1発明においては、原動機の停止中に車輪が回転する時、該車輪の回転に応動して油圧を発生する出力回転駆動ポンプからの油圧を上記油圧サーボ機構に供給することにより、車輪の回転によって変化した変速比を指令変速比に対応した変速比になるよう構成したため、原動機の停止時に車輪がどちらの方向へ回転しても、パワーローラが、トロイダル型無段変速機を高速側変速比にするようなオフセット位置にされたままになることが決してなく、確実なハイ発進対策を提供することができる。

【0032】第2発明においては、原動機の回転を前後進切り換え機構により可逆的に入力ディスクに伝達し、前進回転伝動中なら前後進切り換え弁の油路切り換えにより前進変速制御弁が原動機駆動ポンプからの油圧を前記油圧サーボ機構に供給し、後進回転伝動中なら前後進切り換え弁の油路切り換えにより後進変速制御弁が原動機駆動ポンプからの油圧を前記油圧サーボ機構に供給して前記の変速を行わせる。前進変速制御弁および後進変速制御弁は更に、上記変速の進行をフィードバックされて実変速比が指令変速比になった時、パワーローラを中立位置に戻すよう原動機駆動ポンプからの油圧を油圧サーボ機構に向かわせ、指令変速比を保持させる。

【0033】ところで第2発明においては、前記原動機の停止中は出力回転駆動ポンプからの油圧を、前進変速制御弁および後進変速制御弁に供給するような構成としたから、原動機の停止中に車輪が回転する時、原動機駆動ポンプからの油圧がなくなってもこれに代わって出力回転駆動ポンプからの油圧が、前進変速制御弁および後進変速制御弁による制御下で油圧サーボ機構に向かうことから、この時も上記の変速作用を行い得ることとなるが、指令変速比が不変である故に出力回転駆動ポンプか

らの油圧は油圧サーボ機構およびトラニオンを介しパワーローラを中立位置に保持する。従って原動機の停止時に車輪がどちらの方向へ回転しても、パワーローラが、トロイダル型無段変速機を高速側変速比にするようなオフセット位置にされたままになることが決してなく、第1発明と同様に確実なハイ発進対策を提供することができる。しかも第2発明においては、既存の前進変速制御弁および後進変速制御弁に出力回転駆動ポンプからの油圧を供給するだけの簡単な構成で第1発明の作用効果を達成することができる。

【0034】第3発明においては、原動機駆動ポンプからの油圧を前進変速制御弁および後進変速制御弁へ向かわせる回路中にそれぞれ逆流防止弁を挿置し、これら逆流防止弁と前進変速制御弁および後進変速制御弁との間の回路箇所に出力回転駆動ポンプからの油圧を供給するよう構成したため、出力回転駆動ポンプからの油圧が、原動機駆動ポンプ側に逆流して不要な箇所に流れることがなく、出力回転駆動ポンプの小型化を実現することができる。

【0035】第4発明においては、原動機駆動ポンプからの油圧を前進変速制御弁および後進変速制御弁へ向かわせる回路にそれぞれ出力回転駆動ポンプの油圧吐出回路を接続し、該出力回転駆動ポンプの油圧吐出回路中に逆流防止弁を挿置したことから、原動機駆動ポンプからの油圧が出力回転駆動ポンプに向かうことがなくて出力回転駆動ポンプの駆動負荷が大きくなるのを防止することができる。

【0036】第5発明においては、出力回転駆動ポンプの油圧吐出回路に、該油圧吐出回路中の逆流防止弁よりも出力回転駆動ポンプ寄りの箇所に接続してリリーフ弁を設けたため、車輪の高速回転で出力回転駆動ポンプが高速駆動される時にも、その吐出側が高圧になって出力回転駆動ポンプの駆動負荷が大きくなる事態を回避することができる。

【0037】第6発明においては、上記リリーフ弁を、出力回転駆動ポンプのアクキュレータとしても機能するよう構成したから、車輪の低速回転で出力回転駆動ポンプが低速駆動される時にも、その吐出側が圧力変動を抑制されて、出力回転駆動ポンプからの油圧による制御を安定にすることができる。

【0038】第7発明においては、前記リリーフ弁からのリリーフ油を変速機の潤滑要求箇所に導くよう構成したため、車両を牽引する時のように高速回転部の軸受などで潤滑不良が生ずる事態を、リリーフ油の有効利用により回避することができる。

【0039】第8発明においては、出力回転駆動ポンプの駆動引きずり力で該出力回転駆動ポンプのハウジングを介し前後進切り換え弁の切り換えを行うよう構成したから、この切り換えのために従来設けていたリバーセンサとしても出力回転駆動ポンプを兼用することにより、

出力回転駆動ポンプに新設にもかかわらず、これをリバーセンサ設置箇所に取付けることができて、その設置スペースを新規に用意する必要がないと共に、コスト高になったりすることがなくなる。

【0040】第9発明においては、前記文献に記載のようにトラニオンをトラニオン軸線方向の一方向に弾支して、原動機停止時に車輪が一方向へ回転されても、高速側変速比への変速を生起させるパワーローラのオフセットが生ずることのないようにし、原動機の停止中は、車輪を他方向へ回転駆動させる時に変速制御を司る前進変速制御弁または後進変速制御弁に出力回転駆動ポンプからの油圧を供給するよう構成したから、以下の作用効果が奏し得られる。

【0041】つまり、トラニオンをトラニオン軸線方向の一方向に弾支する前者の対策により、原動機停止時に車輪が一方向へ回転されても高速側変速比への変速を生起させるパワーローラのオフセットが生ずることがなくなり、前記文献に記載と同様のハイ発進対策を施し得る。一方で後者の対策によれば、原動機停止時に車輪が他方向へ回転されても、出力回転駆動ポンプからの油圧が、前進変速制御弁または後進変速制御弁による制御で油圧サーボ機構に向かって、第2発明におけると同様にパワーローラを中立位置に保持する。これら両対策によれば、原動機の停止時に車輪がどちらの方向へ回転しても、パワーローラが、トロイダル型無段変速機を高速側変速比にするようなオフセット位置にされたままになることが決してなく、確実なハイ発進対策を提供することができる。

【0042】しかも第9発明においては、前記文献に記載のハイ発進対策と出力回転駆動ポンプとの併用により当該作用効果が奏し得られるようにしたから、出力回転駆動ポンプを一方の駆動に対してのみポンプ作用を行う簡単、且つ安価なポンプにし得ると共に、駆動負荷が小さくて小型のポンプで足りるようにし得て、スペース上およびコスト上大いに有益である。

【0043】第10発明においては、第1発明乃至第8発明で用いる出力回転駆動ポンプとして、回転方向に関係なく吸入ポートおよび吐出ポートの位置関係が不変であるようなポンプを用いることから、当該出力回転駆動ポンプを、吸入ポート・吐出ポート切り換え機構が不要なポンプとして、その小型、低廉化を実現することができる。

【0044】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を図面に基き詳細に説明する。図1～図4は、本発明の一実施の形態になるトロイダル型無段変速機を示し、図1はトロイダル型無段変速機の伝動系の模式図である。図1に示すトロイダル型無段変速機の伝動系は、原動機としてのエンジン1からトルクコンバータ2を経てエンジン回転を入力され、このエンジン回転をそのまま伝達し

たり（Dレンジでの前進走行時）、逆転させて伝達したり（Rレンジでの後進走行時）、後段へ伝えなくする（P、Nレンジでの駐停車時）前後進切り換え機構3を具える。

【0045】前後進切り換え機構3の後段には、2個のトロイダル伝動ユニット（フロント側トロイダル伝動ユニット4およびリヤ側トロイダル伝動ユニット5）を、同軸背中合わせに設ける。これらトロイダル伝動ユニット4、5はそれぞれ、入力ディスク6と、これに同軸に対向配置した出力ディスク7と、対応する入出力ディスク間に介在させた一対ずつのパワーローラ8とを具えた同様な構成とする。

【0046】両トロイダル伝動ユニット4、5は、それぞれの出力ディスク7が背中合わせになるよう同軸に配置し、この配置に当たっては、それぞれの入力ディスク6を主軸9に回転係合させて前後進切り換え機構3からの回転が共通に入力されるようになり、それぞれの出力ディスク7を主軸9上に回転自在に支持する。また両出力ディスク7は中空出力軸10を介して相互に一体結合し、この中空出力軸10上に出力歯車11を固設する。

【0047】パワーローラ8は図4に示すように、個々のトラニオン12に回転自在に支持し、各トラニオン12の下端には、油圧サーボ機構を成すサーボピストン13を同軸に結合して設け、これらサーボピストン13により全てのトラニオン12を同位相（同じ変速方向）で同期してストロークさせることにより、以下の変速制御を行うものとする。

【0048】以下に変速作用を概略説明するに、前後進切り換え機構3からの回転は両入力ディスク6へ共通に伝達され、入力ディスク6の回転は対応するパワーローラ8に伝達されて、これらパワーローラ8を軸線 $O_1$ の周りに回転させる。そして、パワーローラ8は対応する出力ディスク7に回転を伝達し、この回転が共通な出力ギヤ11から、これに噛合するカウンターギヤ14およびカウンターシャフト15、並びに歯車組16を順次経て、主軸9の後端に同軸配置した変速機出力軸17から取り出され、図示せざる駆動車輪に達する。

【0049】ここで、パワーローラ8をサーボピストン13（図4参照）によりトラニオン12を介し同期して、パワーローラ回転軸線 $O_1$ と直行するトラニオン（傾転）軸線 $O_2$ の方向に同位相で、図1および図4に示す中立位置（非変速位置）からストロークさせ、パワーローラ回転軸線 $O_1$ を入出力ディスク回転軸線 $O_3$ からオフセットさせると、パワーローラ8が回転時の分力によりトラニオン軸線 $O_2$ の周りに同期して同位相で傾転される。

【0050】かかるパワーローラ8の自己傾転により、対応する入出力ディスク6、7に対するパワーローラ8の接触軌跡円半径が連続的に変化し、両トロイダル伝動ユニット4、5の変速比を同様に無段階に変化させるこ

とができる。なお変速比が指令変速比になったところで、サーボピストン13によりトラニオン12を介しパワーローラ8を上記オフセットが0の初期ストローク位置に戻すことで、パワーローラ8の自己傾転は行われなくなり指令変速比を保つことができる。

【0051】前後進切り換え機構3の切り換え制御を含むトロイダル型無段変速機の変速制御のために通常通り、図1に示すごとくエンジン1により駆動される原動機駆動ポンプ21を設けるが、その他に本発明の前記した目的を達成するため、エンジン1に近いカウンターシャフト15の前端により駆動される出力回転駆動ポンプ22を設ける。ここでカウンターシャフト15は、変速機出力軸17および歯車組16を介して車輪に常時駆動結合されており、従って出力回転駆動ポンプ22は、エンジン1が停止していても車両の牽引中や惰性走行中のように車輪が回転されている間は、この回転に応動して駆動される。

【0052】出力回転駆動ポンプ22は図2および図3に示す如きもので、カウンターシャフト15の前端にピン23で円結合した偏心カム24を具え、これをポンプハウジング25内に収納する。ポンプハウジング25は固定せず、偏心カム24の回転軸線周りに自由に回転可能とし、このポンプハウジング25には更にラジアルプランジャ26を摺動自在に嵌合する。ラジアルプランジャ26はバネ27で偏心カム24のカム面に押し、偏心カム24の回転中そのカム面により半径方向へ往復ストロークされることで、オイルパン液面下に開口するようポンプハウジング25に設けた吸入ポート28より吸入弁29を経てオイルを吸入し、同じくポンプハウジング25に設けた吐出ポート30より吐出弁31を経てオイルを吐出するものとする。

【0053】偏心カム24はラジアルプランジャ26との接触部における引きずり摩擦により当該ラジアルプランジャ26を介してポンプハウジング25を同方向へ連れ廻し、車輪の前進回転で偏心カム24が図3の矢 $\alpha$ で示す方向へ回転されている間、ポンプハウジング25は、出力回転駆動ポンプ22の油圧吐出回路32を構成するパイプ（同符号で示す）の外周フランジ32aと銜接した図3の実線位置に止まり、車輪の後進回転で偏心カム24が図3の矢 $\beta$ で示す方向へ回転されている間、ポンプハウジング25は、吐出ポート30と油圧吐出パイプ32との接続状態を保ったまま図3の二点鎖線位置となり、後で詳述する前後進切り換え弁33のスプール33aを図示の前進位置から限界位置に押し込んだ後進位置にするものとする。

【0054】出力回転駆動ポンプ22の油圧吐出回路32は、図4のごとく既存の変速制御油圧回路に接続して前記した本発明の目的を達成し得るようになる。先ず既存の変速制御油圧回路を説明するにこれは、前記した原動機駆動ポンプ21からの作動油をもとに、特開平11

ー94062号公報に記載のものと同様の回路構成により所定の油圧制御を行って、運転者がマニュアルバルブ（図示せず）をDレンジにした前進走行希望中はDレンジ圧 $P_D$ をDレンジ圧回路34に出力し、運転者がマニュアルバルブ（図示せず）をRレンジにした後進走行希望中はRレンジ圧 $P_R$ をRレンジ圧回路35に出力する油圧制御回路36を具え、これらDレンジ圧回路34およびRレンジ圧回路35にそれぞれ、特開平11-94062号公報に記載のものと同様の前進変速制御弁37および後進変速制御弁38を挿置し、これら変速制御弁37、38とサーボピストン13の両側油室との間に前後進切り換え弁33を挿入した構成とする。

【0055】前進変速制御弁37は、スプール37aに連節した変速制御レバー39を具え、該変速制御レバー39の一端をステップモータにより指令変速比に対応した位置にされ、他端にフォワードプリセカムを経て変速進行状態をフィードバックされるもので、以下のごとくに作用するものとする。変速制御レバー39の一端をステップモータにより指令変速比に対応した位置にする時、変速制御レバー39はその一端を支点として対応方向へ回転することによりスプール37aを対応方向へストロークさせ、これにより出力回路40、41の一方に回路34のDレンジ圧 $P_D$ を供給するとともに他方をドレンさせることで、両者間の差圧により前後進切り換え弁33の出力回路42、43を経てサーボピストン13を中立位置からストロークさせ、指令変速比へ向けての変速を行わせる。当該変速の進行はフォワードプリセカムを介して変速制御レバー39の上記他端にフィードバックされ、変速の進行につれサーボピストン13を中立位置に戻すようストローク制御しつつ、実変速比が指令変速比に達した時に丁度スプール37aを出力回路40、41の双方が閉じられた元の位置に戻すことで指令変速比を維持する。

【0056】後進変速制御弁38は、Rレンジへの投入時に実変速比が後進用の固定した指令変速比に向かうようスプール38aがリバースプリセカム（図示せず）を介して対応方向へストロークされ、これにより出力回路44、45の一方に回路35のRレンジ圧 $P_R$ を供給するとともに他方をドレンさせることで、両者間の差圧により前後進切り換え弁33の出力回路42、43を経てサーボピストン13を中立位置からストロークさせ、指令変速比へ向けての変速を行わせる。当該変速の進行につれリバースプリセカムは、サーボピストン13を中立位置に戻すようストローク制御しつつ、実変速比が後進用の指令変速比に達した時に丁度スプール38aを出力回路44、45の双方が閉じられた元の位置に戻すことで後進用の指令変速比を維持する。

【0057】前後進切り換え弁33は図3にも示すが、スプール33aを通常はバネ33bにより図示の前進位置にされて出力回路42、43をそれぞれ回路40、4

1に通じ、これにより前進変速制御弁37による前記変速制御を可能にする。一方で前後進切り換え弁33は、図2および図3につき前述したごとく、後進走行時に出力回転駆動ポンプ22のハウジング25によりスプール33aをバネ33bに抗して押し込まれた後進位置にされて出力回路42、43をそれぞれ回路44、45に通じ、これにより後進変速制御弁38による前記変速制御を可能にする。

【0058】出力回転駆動ポンプ22の油圧吐出回路32は前記した本発明の目的を達成するため図4に示すごとく、上記した既存の変速制御油圧回路におけるDレンジ圧回路34およびRレンジ圧回路35に逆流防止弁46、47を介して接続し、当該接続箇所よりも油圧制御回路36に近いDレンジ圧回路34およびRレンジ圧回路35の箇所に逆流防止弁48、49を挿入する。

【0059】出力回転駆動ポンプ22に近い油圧吐出回路32の箇所にリリーフ弁50を設け、このリリーフ弁50はピストン50aにより画成された室に油圧吐出回路32を接続され、ピストン50aをバネ50bでこの室に向け付勢した構成にする。そしてリリーフ弁50は、油圧吐出回路32の圧力がバネ50bのバネ力で決まる所定値を超えると、ピストン50aをバネ50bに抗してストロークされ、この時に開かれるリリーフポート50cから作動油を漏出させることで油圧吐出回路32の圧力が上記の所定値を超えることのないよう機能する構成とする。

【0060】かくてリリーフ弁50は、上記リリーフ機能を果たすほかに、当該リリーフ状態になる手前側では出力回転駆動ポンプ22の圧力変動を緩和させるアクチュエータとしても機能する。なお、リリーフポート50cからの漏出油はトロイダル型無段変速機の潤滑要求箇所に導くような油路構成とする。

【0061】上実施の形態になるトロイダル型無段変速機の変速作用を次に説明する。Dレンジにした前進走行中はカウンタシャフト15が出力回転駆動ポンプ22の偏心カム24を図3の矢印 $\alpha$ 方向に回転するため、前後進切り換え弁33は図3および図4に示す状態になっており、回路34からのDレンジ圧 $P_D$ を元圧とする前進変速制御弁37を介した前記の前進変速制御が行われる。Rレンジにした後進走行中はカウンタシャフト15が出力回転駆動ポンプ22の偏心カム24を図3の矢印 $\beta$ 方向に回転するため、前後進切り換え弁33は図3に二点鎖線で示す位置への回動するポンプハウジング25によりスプール33aを押し込まれた状態になり、回路35からのRレンジ圧 $P_R$ を元圧とする後進変速制御弁38を介した前記の後進変速制御が行われる。

【0062】エンジン1の停止中は、これにより駆動される原動機駆動ポンプ21から作動油が吐出されないため、回路34、35からDレンジ圧 $P_D$ およびRレンジ圧 $P_R$ が出力されることはなく、これらを元圧とした変

速制御弁37、38による変速制御が行われることはない。かかるエンジン1の停止中でも、車輪が牽引や惰性走行により回転されると、車輪に常時結合されているカウンタシャフト15が出力回転駆動ポンプ22の偏心カム24を、前進方向の車輪回転時は図3の矢印 $\alpha$ 方向へ、また後進方向への車輪回転時は図3の $\beta$ 方向へ回転させる。

【0063】出力回転駆動ポンプ22はラジアルプランジャポンプであるが故に、偏心カム24が何れの方方向へ回転される場合も、回路32に作動油を吐出して油圧を発生させる。この吐出圧は逆流防止弁46、47を経て前進変速制御弁37および後進変速制御弁38に達し、これらによる制御下で前後進切り換え弁33を経てサーボピストン13に向かい、以下の作用を奏する。

【0064】つまり、エンジン1の停止中に車輪が牽引や惰性走行により回転されると、図4のトラニオン12が前記したごとくトラニオン軸線 $O_2$ 方向へストロークしてパワーローラ8をオフセットさせようとする。Dレンジで、車輪の前進回転によりトラニオン12が図4の矢印 $\delta$ で示すように上方へストロークした場合について説明すると、この時フォワードプリセスクムが変速制御レバー39の右端を矢印 $\epsilon$ で示すように逆の下方へ変位させ、スプール37aの同方向ストロークによりサーボピストン13の上側室の圧力を出力回転駆動ポンプ22からの吐出圧で高くするとともにサーボピストン13の下側室の圧力をドレンして低下させ、トラニオン12を逆方向の下方へストロークさせる。

【0065】これによりトラニオン12は中立位置を超えて逆方向へストロークするが、この時はフォワードプリセスクムが変速制御レバー39の右端を逆方向へ変位させて、スプール37aの同方向ストロークによりサーボピストン13の下側室の圧力を出力回転駆動ポンプ22からの吐出圧で高くするとともにサーボピストン13の上側室の圧力をドレンして低下させ、トラニオン12を逆方向へストロークさせる。以上の作用の繰り返しにより、エンジン1の停止中に車輪が牽引や惰性走行により回転されても、変速制御レバー39の左端に指令した指令変速比に実変速比が戻ったところでスプール37aがサーボピストン13の上下両側室を共に閉じた中立位置に戻り、以後はサーボピストン13の上下両側室が共に閉じられているため、トラニオン12の何れ方向のストロークも生ずることがなくて指令変速比が保たれ、前記のハイ発進を回避することができる。

【0066】上記の作用は、Dレンジで車輪が逆方向へ回転する場合や、Rレンジで車輪が回転する場合も同様に得られ、エンジン1の停止時に車輪が回転する時はどのような状況のもとでも、パワーローラ8が中立位置に保持され、トロイダル型無段変速機を高速側変速比にするようなオフセット位置にされたままになることが決まらず、確実なハイ発進対策を提供することができる。

【0067】しかも本実施の形態においては、エンジン停止中に出力回転駆動ポンプ22からの油圧を、前進変速制御弁37および後進変速制御弁38に供給するような構成として上記の作用効果が得られるようにしたから、既存の前進変速制御弁37および後進変速制御弁38に出力回転駆動ポンプ22からの油圧を供給するだけの簡単な構成で安価に本発明の目的を達成することができる。

【0068】また本実施の形態においては、原動機駆動ポンプ21からの油圧を前進変速制御弁37および後進変速制御弁38へ向かわせる回路34、35中にそれぞれ逆流防止弁48、49を挿置し、これら逆流防止弁48、49と前進変速制御弁37および後進変速制御弁38との間の回路箇所出力回転駆動ポンプ22からの油圧を供給するよう構成したため、出力回転駆動ポンプ22からの油圧が、原動機駆動ポンプ21側の油圧制御回路36に逆流して不要な箇所に流れることがなく、出力回転駆動ポンプ22の小型化を実現することができる。

【0069】更に本実施の形態においては、原動機駆動ポンプ21からの油圧を前進変速制御弁37および後進変速制御弁38へ向かわせる回路34、35にそれぞれ出力回転駆動ポンプ22の油圧吐出回路32を接続し、出力回転駆動ポンプ22の油圧吐出回路32中に逆流防止弁46、47を挿置したことから、原動機駆動ポンプ21からの油圧が出力回転駆動ポンプ22に向かうことがなく出力回転駆動ポンプ22の駆動負荷が大きくなるのを防止することができる。

【0070】また、出力回転駆動ポンプ22の油圧吐出回路32に、該油圧吐出回路32中の逆流防止弁46、47よりも出力回転駆動ポンプ22寄りの箇所に接続してリリーフ弁50を設けたため、車輪の高速回転で出力回転駆動ポンプ22が高速駆動される時にも、その吐出側が高圧になって出力回転駆動ポンプ22の駆動負荷が大きくなる事態を回避することができる。そして上記リリーフ弁50を、出力回転駆動ポンプ22のアクキュレータとしても機能するような構成であるから、車輪の低速回転で出力回転駆動ポンプ22が低速駆動される時にも、その吐出側が圧力変動を抑制されて、出力回転駆動ポンプ22からの油圧による制御を安定にすることができる。さらにリリーフ弁50のポート50cからのリリーフ油を変速機の潤滑要求箇所に導くよう構成したため、車両を牽引する時のように高速回転部の軸受などで潤滑不良が生ずる事態を、リリーフ油の有効利用によって回避することができる。

【0071】加えて本実施の形態においては、出力回転駆動ポンプ22の駆動引きずり力で該出力回転駆動ポンプ22のハウジング25を介し図3の二点鎖線で示すように前後進切り換え弁33の切り換えを行うよう構成したから、この切り換えのために従来設けていた特開平11-182648号公報に記載のようなリバーセンサが

不要となり、出力回転駆動ポンプ22に新設にもかかわらず、これをリバーセンサ設置箇所に取付けることができて、その設置スペースを新規に用意する必要がないと共に、コスト高になったりすることがなくなる。

【0072】なお上記では、出力回転駆動ポンプ22を図2および図3に示すときラジアルプランジャポンプにより構成したが、その他に、回転駆動方向によって吸入、吐出方向を切り換えるバルブが設けられたギヤポンプやペーンポンプを用いることもでき、何れにしても出力回転駆動ポンプ22として、回転方向に関係なく吸入ポートおよび吐出ポートの位置関係が不変であるようなポンプを用いれば、出力回転駆動ポンプ22を、吸入ポート・吐出ポート切り換え機構が不要なポンプとして、その小型、低廉化を実現することができる。

【0073】図示した実施の形態においては、エンジン停止中に車輪がどちら方向へ回転してもハイ発進状態になることのないようにするに際し、出力回転駆動ポンプ22からの油圧でトラニオン12を中立位置に保持するようにしたが、この代わりに、車輪の一方方向への回転に対するハイ発進防止は前記した特開2000-9197号公報に記載の対策により実現し、車輪の他方向への回転に対するハイ発進防止のみを出力回転駆動ポンプ22からの油圧で行うようにすることができる。この場合、特に図面では示さなかったが、上記特開2000-9197号公報に記載のようにトラニオン12をトラニオン軸線方向の一方方向に弾支して、エンジン停止時に車輪が一方方向へ回転されても、高速側変速比への変速を生起させるパワーローラのオフセットが生ずることのないようにし、車輪を他方向へ回転させる時に変速制御を司る前進変速制御弁37または後進変速制御弁38に出力回転駆動ポンプ22からの油圧を供給するように構成する。

【0074】かかる構成によれば、トラニオン12をトラニオン軸線方向の一方方向に弾支する前者の対策により、エンジン停止時に車輪が一方方向へ回転されても高速側変速比への変速を生起させるパワーローラのオフセットが生ずることがなくなり、前記文献に記載と同様のハイ発進対策を施し得る。一方で後者の対策によれば、エンジン停止時に車輪が他方向へ回転されても、出力回転駆動ポンプ22からの油圧が、前進変速制御弁37または後進変速制御弁38による制御下でサーボヒストン13に向かって、図示した実施の形態における同様にパワーローラ8を中立位置に保持する。これら両対策によれば、エンジン停止時に車輪がどちらの方向へ回転されても、パワーローラ8が、トロイダル型無段変速機を高速側変速比にするようなオフセット位置にされたままになることが決してなく、確実なハイ発進対策を提供することができる。

【0075】しかも当該構成においては、前記文献に記載のハイ発進対策と出力回転駆動ポンプ22との併用により上記の作用効果が奏し得られるようにしたから、出

力回転駆動ポンプ22を一方方向の駆動に対してのみポンプ作用を行う簡単、且つ安価なポンプにし得ると共に、駆動負荷が小さくて小型のポンプで足りるようにし得て、スペース上およびコスト上大いに有益である。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の一実施の形態になるトロイダル型無段変速機の伝動系を示す模式図である。

【図2】 同トロイダル型無段変速機における出力回転駆動ポンプを示す要部拡大断面図である。

【図3】 同出力回転駆動ポンプを前後進切り換え弁と共に示す要部拡大正面図である。

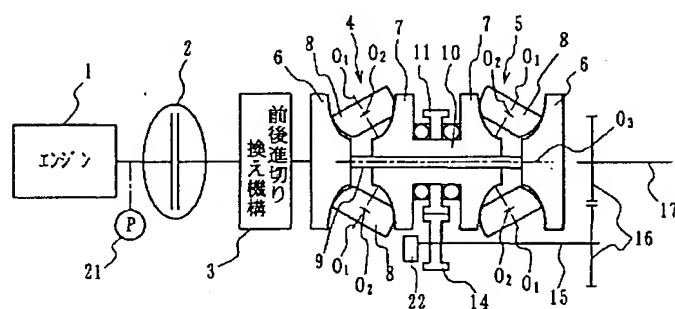
【図4】 同トロイダル型無段変速機における変速制御油圧回路を示す回路図である。

【符号の説明】

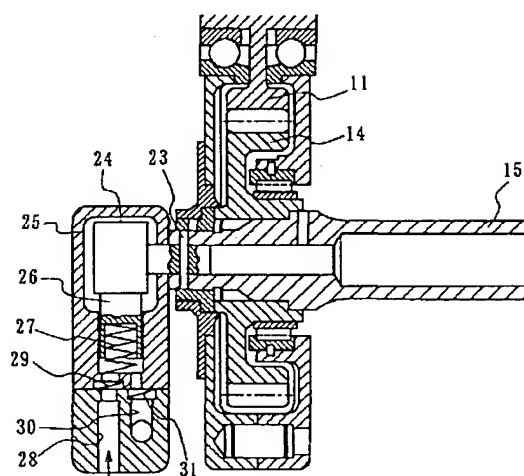
- 1 エンジン（原動機）
- 2 トルクコンバータ
- 3 前後進切り換え機構
- 4 フロント側トロイダル伝動ユニット
- 5 リヤ側トロイダル伝動ユニット
- 6 入力ディスク
- 7 出力ディスク
- 8 パワーローラ
- 9 主軸
- 10 中空出力軸
- 11 出力歯車
- 12 トラニオン
- 13 サーボピストン（油圧サーボ機構）
- 14 カウンターギヤ
- 15 カウンターシャフト
- 16 歯車組

- 17 変速機出力軸
- 21 原動機駆動ポンプ
- 22 出力回転駆動ポンプ
- 24 偏心カム
- 25 ポンプハウジング
- 26 ラジアルプランジャ
- 28 吸入ポート
- 29 吸入弁
- 30 吐出ポート
- 31 吐出弁
- 32 油圧吐出回路
- 33 前後進切り換え弁
- 34 Dレンジ圧回路
- 35 Rレンジ圧回路
- 36 油圧制御回路
- 37 前進変速制御弁
- 38 後進変速制御弁
- 変速制御レバー
- 40 出力回路
- 41 出力回路
- 42 出力回路
- 43 出力回路
- 44 出力回路
- 45 出力回路
- 46 逆流防止弁
- 47 逆流防止弁
- 48 逆流防止弁
- 49 逆流防止弁
- 50 リリーフ弁

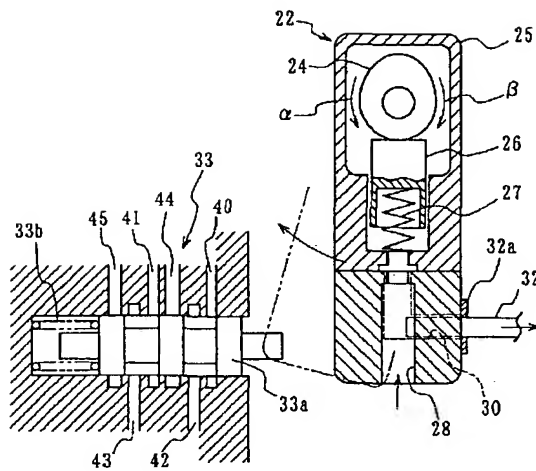
【図1】



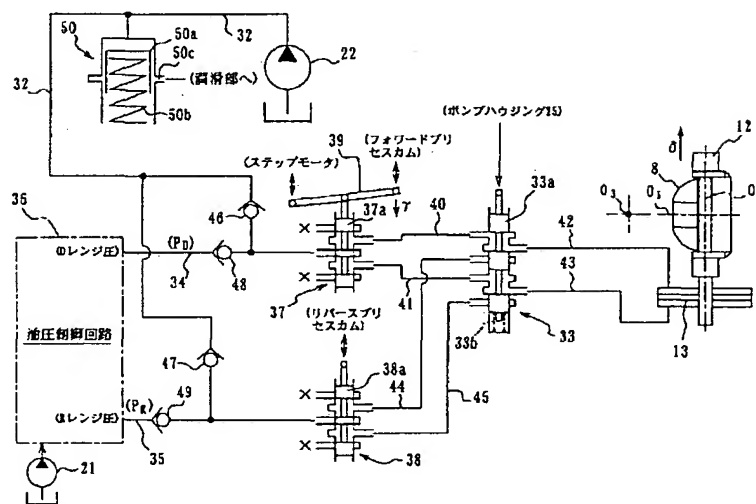
【図2】



【図3】



【図4】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.<sup>7</sup>

F16H 59:46  
59:68

識別記号

F I

F16H 59:46  
59:68

キーワード (参考)

Fターム(参考) 3J051 AA03 AA08 BA03 BD02 BE09  
CA03 CA05 CB07 DA04 DA05  
DA09 EC01 EC10 FA02  
3J552 MA09 MA12 MA26 NA01 NB01  
PA14 PA32 PA67 QA06C  
QA13C QA24C QA28C QA30B  
QA30C QA33C QA43C QA45C  
RA27 RB12 RB30 RC02 SA45  
SA47 SB04 TA01 VA26Z  
VA37W VA52W VA63Z VA64Z  
VA65Z VA66Z VA74Y VB01Z  
VC01W